

**BANQUE D'ÉPREUVES DUT-BTS
-SESSION 2016-**

ÉPREUVE DE MÉCANIQUE

CODE ÉPREUVE : 970

CALCULATRICE INTERDITE

DURÉE DE L'ÉPREUVE: 2H30

Exercice 1

On s'intéresse à un équipement de compactage à rouleaux tandems pour enrobés (**Figure 1**). Ce type de rouleaux sont équipés d'un système excitateur permettant d'augmenter l'effet de compactage des rouleaux de façon considérable.



Figure 1 – Rouleaux tandems pour enrobés

On considère ici le cas où un arbre excentrique est utilisé (**Figure 2**). On donne les caractéristiques géométriques et cinématiques suivantes (**Figure 3**) :

- Le bâti du véhicule (**0**) est muni du repère $\mathcal{R}_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$. Le référentiel associé est supposé galiléen.
- Le rouleau est en liaison pivot d'axe (O, \vec{z}_0) avec le bâti (**0**) par l'intermédiaire des roulements (**2**) et (**5**).
- L'arbre excentrique (**1**) est lié au rouleau par une liaison pivot d'axe (O, \vec{z}_0) par l'intermédiaire des roulements (**3**) et (**4**). Le repère lié $\mathcal{R}_1 = (O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ est tel que $\vec{z}_1 = \vec{z}_0$ et on note $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{y}_0, \vec{y}_1)$.
- L'arbre excentrique (**1**) est entraîné en rotation par un système poulie-courroie (courroie non représentée) à une vitesse $\vec{\Omega}(\mathbf{1}/\mathbf{0}) = \omega \vec{z}_0 = \dot{\theta} \vec{z}_0$ où ω est une constante. La poulie a un diamètre primitif D et l'action du brin tendu de la courroie est assimilée à un glisseur $\vec{F} = F \vec{y}_0$ s'appliquant au point K .
- Le balourd de l'arbre excentrique est un cylindre de longueur h , de rayon r , de masse M et de centre de gravité G tel que $\vec{OG} = e \vec{x}_1$. Compte tenu de la longueur h importante du balourd, on négligera les inerties des ensembles palier A et B ainsi que de la poulie. Ainsi, on confondra le centre de gravité de l'arbre excentrique avec le centre de gravité G du balourd.
- Les torseurs des actions mécaniques de liaison exercées par les roulements (**3**) et (**4**) sur l'arbre excentrique (**1**) en A et B sont définis comme suit :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(\text{Roulement } 3 \rightarrow 1)} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{array} \right\}_{(A, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad \text{et} \quad \left\{ \mathcal{T}_{(\text{Roulement } 4 \rightarrow 1)} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

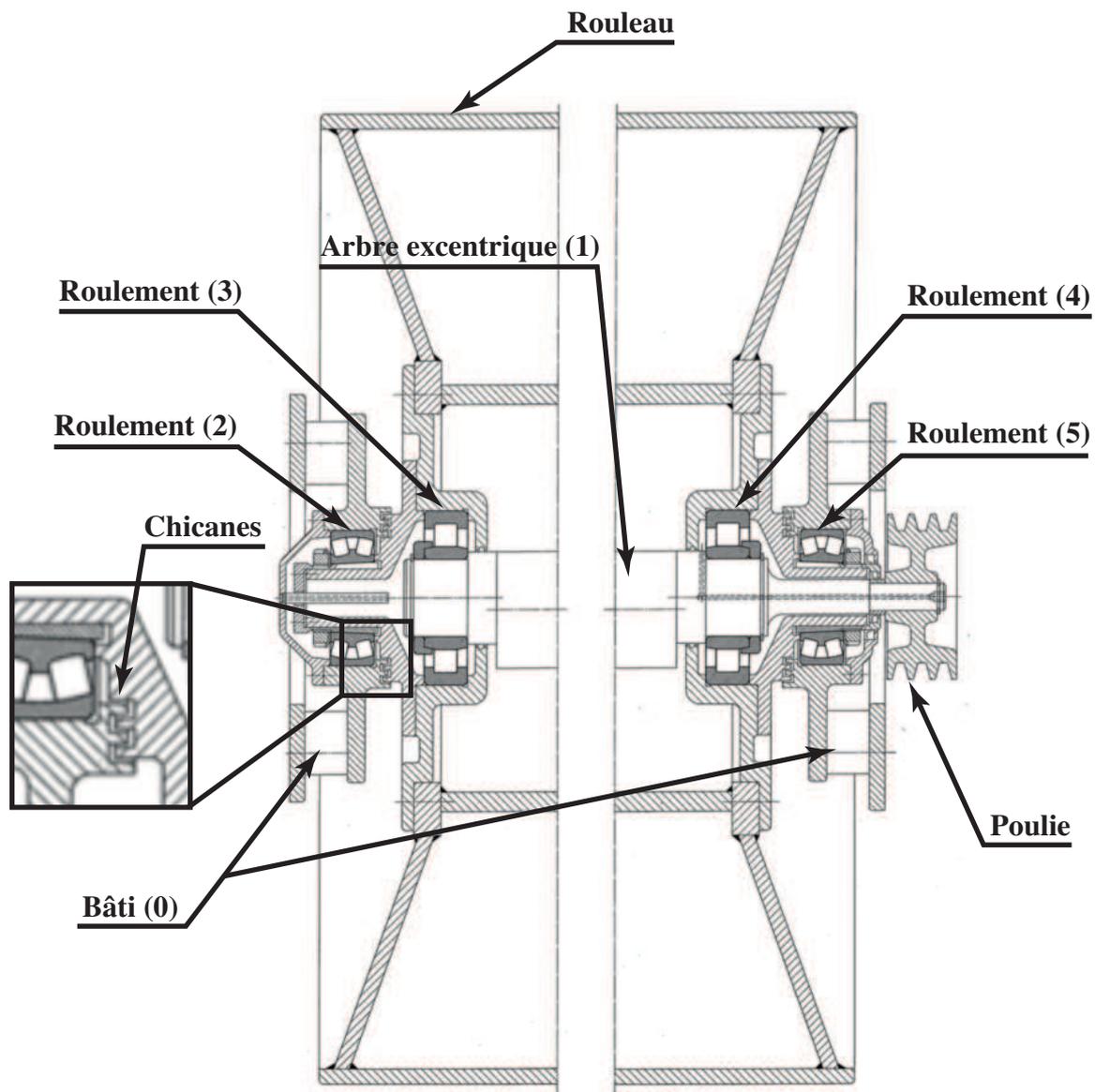


Figure 2 – Rouleau de compactage avec son système à balourd

- (A) Sous les hypothèses énoncées, la matrice d'inertie en G de l'arbre excentrique (1) est de la forme :

$$\mathbf{I}_G(1) = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{pmatrix}_{(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)} \quad \text{avec} \quad A = B = \frac{Mr^2}{12} + \frac{Mh^2}{4} \quad \text{et} \quad C = \frac{Mr^2}{2}$$

- (B) Avec les notations de l'item précédent, en isolant l'arbre à excentrique (1) et la poulie et en négligeant l'effet de la pesanteur, on montre que :

$$C \dot{\omega} = F \frac{D}{2}$$

- (C) Sous les mêmes hypothèses, on montre que :

$$\begin{cases} -Me\omega^2 \cos\theta & = X_A + X_B \\ -Me\omega^2 \sin\theta & = Y_A + Y_B + F \\ Z_A & = 0 \end{cases}$$

$$\vec{OA} = -a \vec{z}_0$$

$$\vec{OB} = b \vec{z}_0$$

$$\vec{OC} = c \vec{z}_0$$

$$\vec{CK} = (D/2) \vec{x}_0$$

$$\vec{OG} = e \vec{x}_1$$

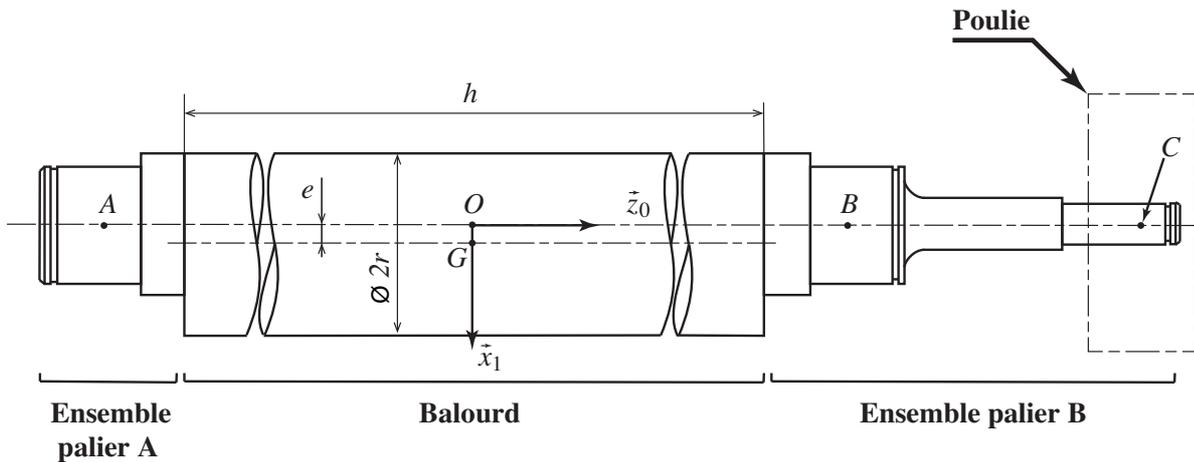
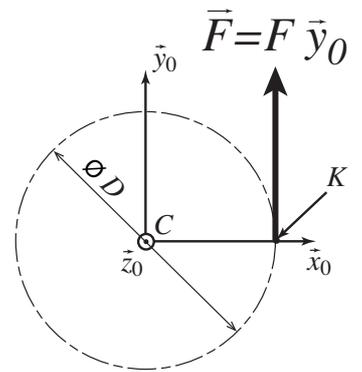
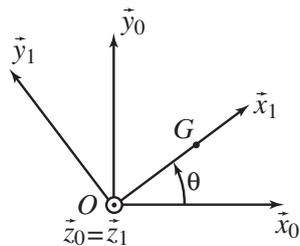


Figure 3 – Paramétrage de l'arbre excentrique avec son balourd

(D) Les actions de liaisons en A et B sont telles que :

$$\begin{cases} X_A = \frac{b}{a} X_B \\ Y_A = \frac{cF - bY_B}{a} \end{cases}$$

(E) Dans le cas où $a = b$, les efforts radiaux sur les roulements 2 et 3 en A et B sont :

$$\begin{cases} F_r^A = \frac{1}{2} \sqrt{(Me\omega^2 \cos \theta)^2 + \left[Me\omega^2 \sin \theta + F \left(1 - \frac{c}{b} \right) \right]^2} \\ F_r^B = \frac{1}{2} \sqrt{(Me\omega^2 \cos \theta)^2 + \left[Me\omega^2 \sin \theta + F \left(1 + \frac{c}{b} \right) \right]^2} \end{cases}$$

Exercice 2

- (A) Le dispositif à chicanes de la **Figure 2** permet d'assurer une étanchéité dans le cas d'une lubrification à l'huile.
- (B) Pour des pièces soudées comme sur la **Figure 2**, un pourcentage de carbone élevé favorise la soudabilité.

- (C) Un joint de cardan est homocinétique.
- (D) La longueur d'implantation recommandée d'une vis dans un matériau tendre (ex : alliage d'aluminium) est d'au moins trois fois le diamètre nominal de la vis.
- (E) Dans un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale, l'action de contact \vec{F} exercée entre deux dents en prise a pour composantes axiale, tangentielle et radiale :

$$\begin{cases} F_a = \|\vec{F}\| \cos \alpha_n \cos \beta \\ F_t = \|\vec{F}\| \cos \alpha_n \sin \beta \\ F_r = \|\vec{F}\| \sin \alpha_n \end{cases}$$

où α_n est l'angle de pression réel et β est l'angle d'hélice.

Exercice 3

Une barre anti-roulis, aussi appelée barre stabilisatrice ou anti-dévers, sert à contenir les mouvements transversaux (roulis) de la caisse d'un véhicule (**Figure 4**). Fixée au châssis de la voiture en K et K' et reliant les triangles de suspension des roues droite et gauche à ses extrémités B et B' , elle ne se déforme que s'il y a une différence d'enfoncement des suspensions de chacune des deux roues. Cette situation survient notamment dans un virage. Le roulis provoque, en effet, une torsion de la barre qui stabilise le véhicule en réduisant les effets des virages et des irrégularités de la route et en améliorant donc la tenue de route.

On propose le modèle simplifié de la **Figure 4** dans lequel les points A et K (resp. A' et K') sont confondus supprimant ainsi les deux parties coudées dans les voisinages de A et A' de la barre stabilisatrice. Enfin, pour des raisons de symétrie géométrique et d'anti-symétrie du chargement, on propose la modélisation de la demie-barre de la **Figure 5**. Les torseurs des actions mécaniques de liaison exercées par le bâti $\mathbf{0}$ sur la barre $\mathbf{1}$ en A et O sont définis comme suit :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(\mathbf{0} \rightarrow \mathbf{1})}^A \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{array} \right\}_{(A, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad \text{et} \quad \left\{ \mathcal{T}_{(\mathbf{0} \rightarrow \mathbf{1})}^O \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_O & L_O \\ Y_O & M_O \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

La barre est de section circulaire de diamètre D , de module de Young E et de module de Coulomb G . On pose : $\vec{OA} = L\vec{x}$ et $\|\vec{AB}\| = a$. Elle est soumise à un effort $\vec{F} = F\vec{y}$ en B .

- (A) Le torseur de cohésion en un point courant G du tronçon $O - A$ de la barre tel que $\vec{OG} = x\vec{x}$ est :

$$\left\{ \mathcal{T}_{coh} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & aF \\ 0 & 0 \\ 0 & -F(L-x) \end{array} \right\}_{(G, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

avec la convention que le torseur de cohésion à l'abscisse x représente l'action mécanique intérieure exercée par la partie aval ($> x$) sur la partie amont ($< x$).

- (B) Le torseur de cohésion en un point courant G_1 du tronçon $A - B$ de la barre tel que $\vec{AG}_1 = x_1\vec{x}_1$ est :

$$\left\{ \mathcal{T}_{coh} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ F & 0 \\ 0 & F(a-x_1) \end{array} \right\}_{(G_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)}$$

avec la convention que le torseur de cohésion à l'abscisse x_1 représente l'action mécanique intérieure exercée par la partie aval ($> x_1$) sur la partie amont ($< x_1$).

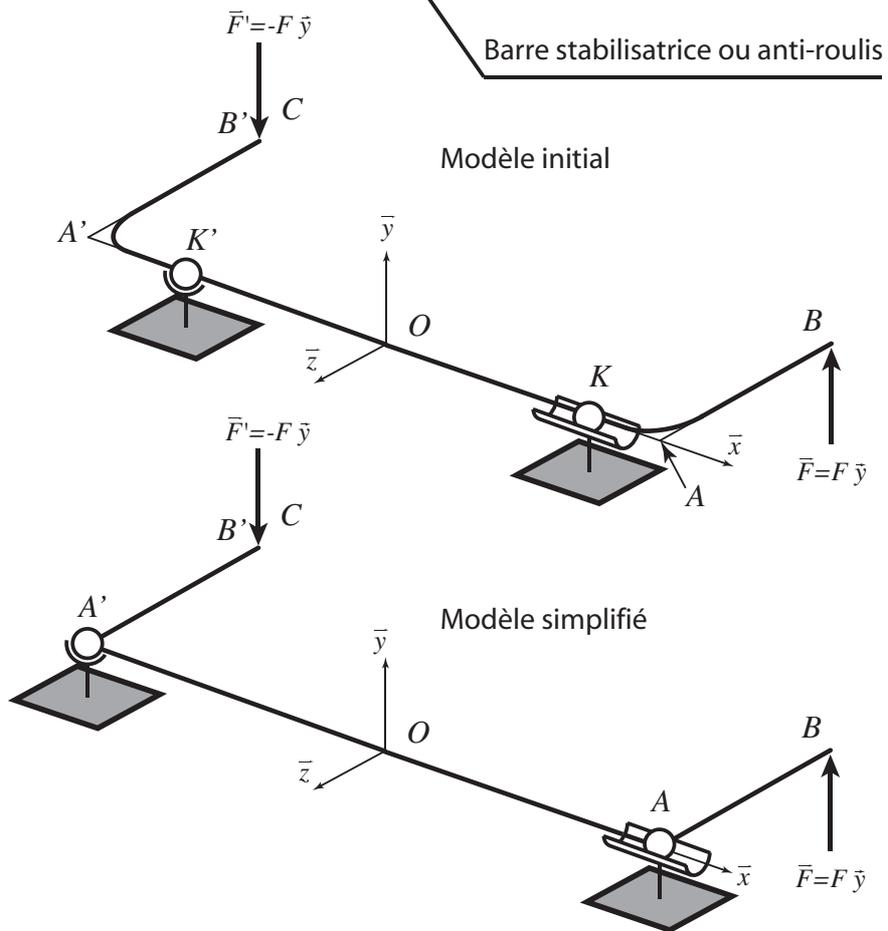


Figure 4 – Barre anti-roulis : modèle initial et modèle simplifié

(C) En un point courant G de la poutre, on note I_{Gz} le moment quadratique suivant l'axe $G\vec{z}$ sur $O - A$ (ou $G\vec{z}_1$ sur $A - B$) de la poutre et I_O son moment quadratique polaire. L'énergie de déformation totale de la barre est :

$$E_{def} = \frac{a^2 F^2 L}{2GI_O} + \frac{a^3 F^2}{6EI_{Gz}}$$

(D) La flèche totale δ en B vaut :

$$\delta = \frac{a^3 F}{3EI_{Gz}}$$

(E) Si le critère de dimensionnement est la limite d'élasticité, l'effort maximal admissible F_{adm}

que peut supporter la barre est tel que :

$$F < F_{adm} = \frac{\pi D^3 \sigma_y}{64 a}$$

où σ_y est la limite d'élasticité en traction.

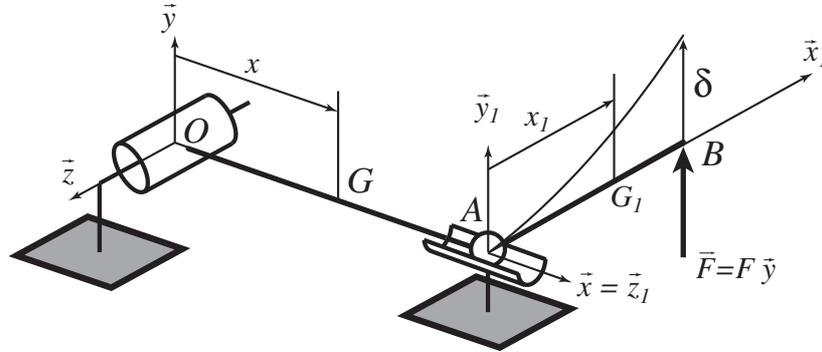


Figure 5 – Modélisation de la demie-barre antiroulis

Exercice 4

L'opération de trancannage consiste à enrouler de façon ordonnée un fil sur une bobine. La bobine (repère **3** en **Figure 6**) est mise en rotation par un moteur électrique par l'intermédiaire d'un système poulies-courroie. Deux autres poulies (repère **9**) guident le fil **10** afin d'assurer un enroulement régulier et ordonné de celui-ci sur la bobine. Cet ensemble de guidage du fil est monté sur un chariot en liaison glissière avec le bâti. Le chariot est poussé par un dispositif de va-et-vient de la marque Uhing (repère **5**). Ce dernier permet de transmettre un mouvement de translation alterné au chariot à partir d'un mouvement de rotation continue de l'arbre moteur. La liaison équivalente qu'il réalise avec l'arbre moteur est celle d'une liaison hélicoïdale à pas réglable et inversible.

On propose le paramétrage de la **Figure 7**. Le fil est tendu avec un effort de tension uniforme F et est guidé par une poulie en A. On fait les hypothèses et introduit les notations suivantes :

- Le référentiel \mathcal{R}_0 du bâti est supposé galiléen.
- Toutes les liaisons sont supposées parfaites. Le pas réduit de la liaison hélicoïdale est noté p . Le moteur tourne à la vitesse $\omega_m = \dot{\theta}_m$ et le tambour à la vitesse ω_r . Le couple moteur du stator sur le rotor est $\vec{C}_m = C_m \vec{x}$.
- Le champ de gravité est dirigé suivant $-\vec{z}$: $\vec{g} = -g\vec{z}$.
- On néglige la masse et les inerties des poulies et du fil. L'inertie du tambour est notée I_r , celle du rotor du moteur I_m et celle de l'arbre I_a . La masse totale du chariot et du va-et-vient est notée M .
- Toutes les poulies ont même diamètre.
- Le rayon d'enroulement moyen du fil sur le tambour est supposé constant et égale à R .

Dans la suite, on isole le système $\Sigma = \{\text{tambour, rotor, va-et-vient, chariot, arbre}\}$.

(A) On a la relation suivante :

$$\omega_m = p\dot{x}$$

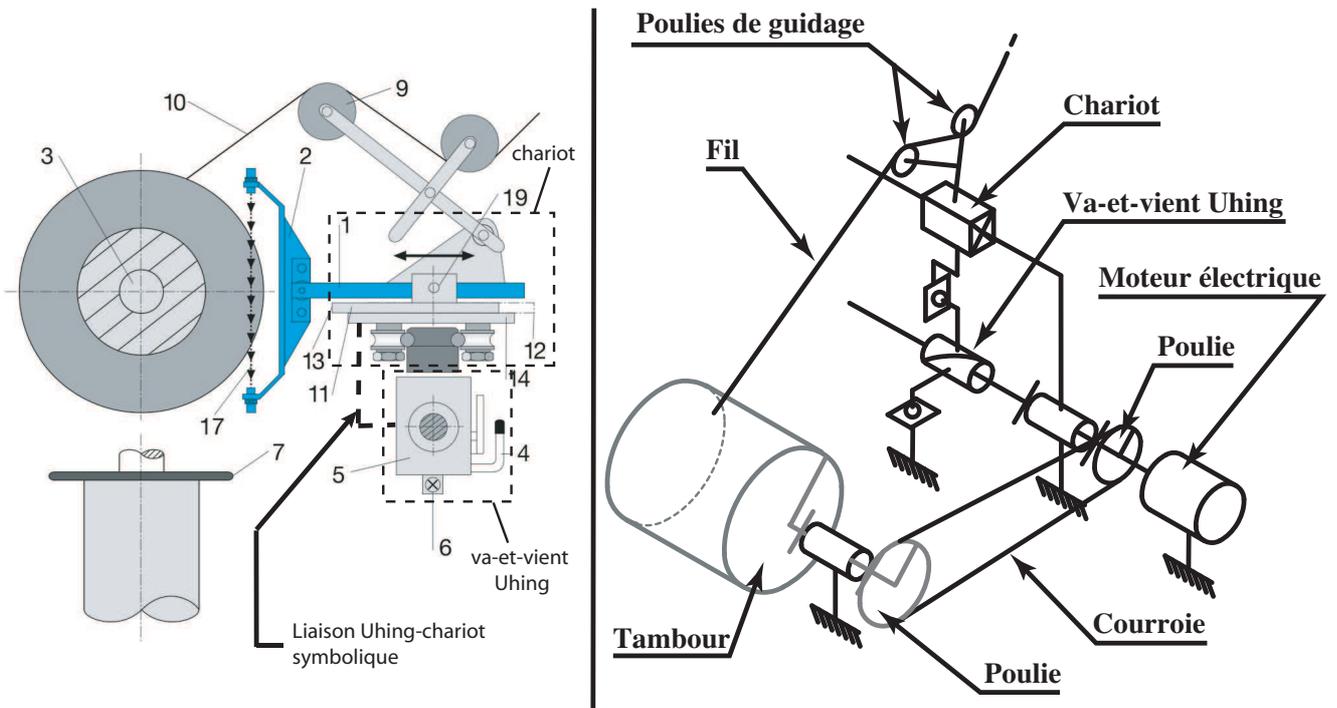


Figure 6 – Schématisation du dispositif de trancannage

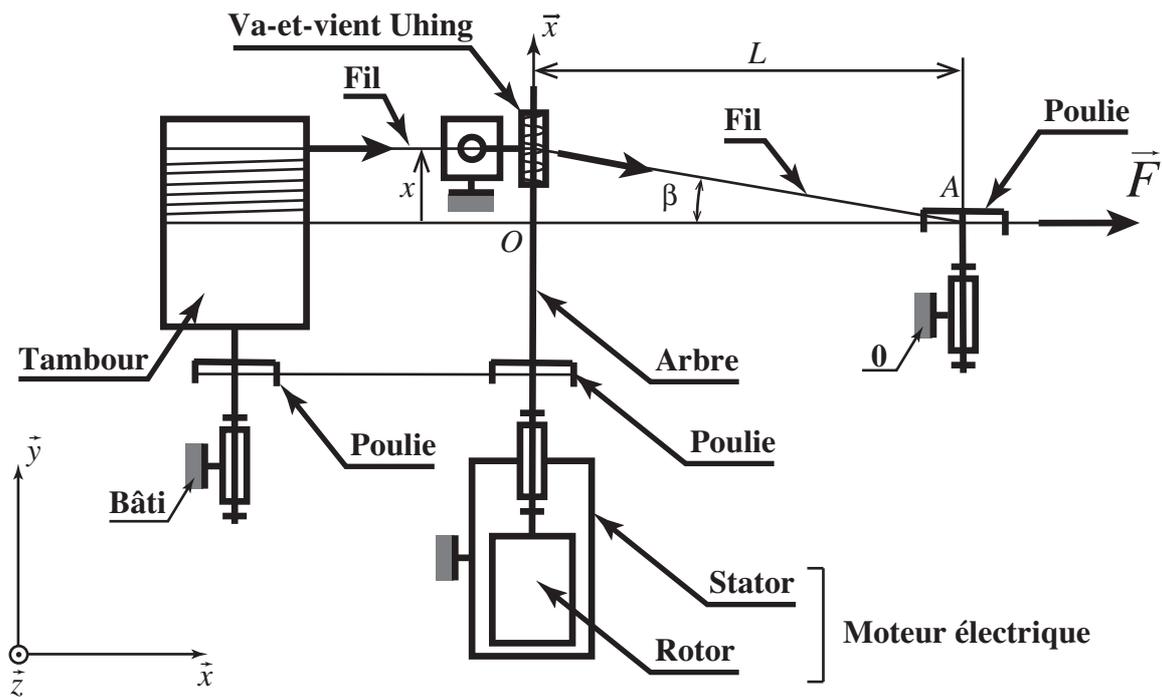


Figure 7 – Paramétrage du dispositif de trancannage

(B) L'énergie cinétique du système Σ dans son mouvement par rapport au bâti $\mathbf{0}$ est :

$$T(\Sigma/\mathcal{R}_0) = \frac{1}{2} I_{eq} \omega_m^2 \quad \text{avec} \quad I_{eq} = I_m + I_a + I_t$$

(C) La puissance galiléenne des actions de pesanteur sur Σ est nulle :

$$\mathcal{P}(\text{pesanteur} \rightarrow \Sigma/\mathcal{R}_0) = 0$$

(D) La puissance galiléenne des efforts extérieurs sur Σ est :

$$\mathcal{P}(ext \rightarrow \Sigma/\mathcal{R}_0) = C_m \omega_m$$

(E) On note $T(\Sigma/0) = \frac{1}{2} I_{eq} \omega_m^2$ l'énergie cinétique de Σ par rapport à 0 . En supposant que l'angle β est petit, le théorème de l'énergie cinétique appliqué à Σ donne :

$$I_{eq} \ddot{\theta}_m + \frac{F p^2}{L} \dot{\theta}_m = C_m - FR$$

Exercice 5

On s'intéresse à une grue montée sur rail du type de celle de la **Figure 8**.

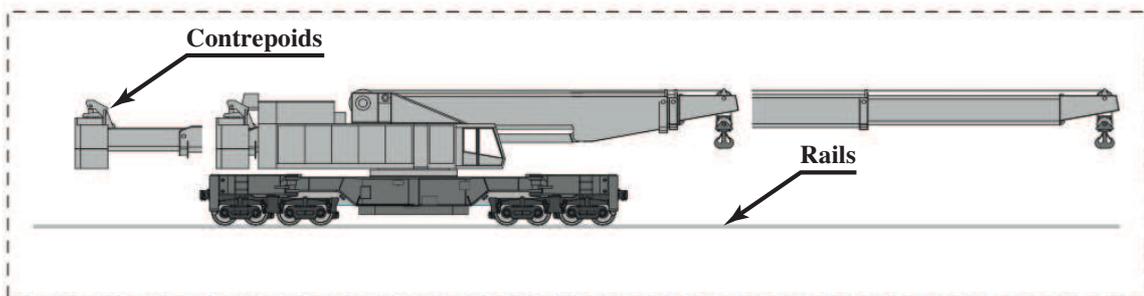


Figure 8 – Grue sur rail Multi Tasker 1600 (source Kirov)

On propose la modélisation simplifiée de la **Figure 9** dans laquelle le bras de la grue est orienté perpendiculairement à la voie ferrée. Le problème est supposé plan.

Le corps de grue est en liaison pivot avec le wagon de masse M_W . Le contrepoids de masse m est en liaison glissière avec le corps de grue. Il est situé à une distance x ($x > 0$) variable de l'axe de rotation de la grue. Le corps de grue et le bras de grue ont une masse totale de M_G . Le centre de gravité de cet ensemble est G . La charge soulevée a une masse M . L'action du rail **1** (resp. du rail **2**) sur les roues du wagon est modélisée par un glisseur $\vec{F}_1 = F_1 \vec{y}$ (resp. $\vec{F}_2 = F_2 \vec{y}$).

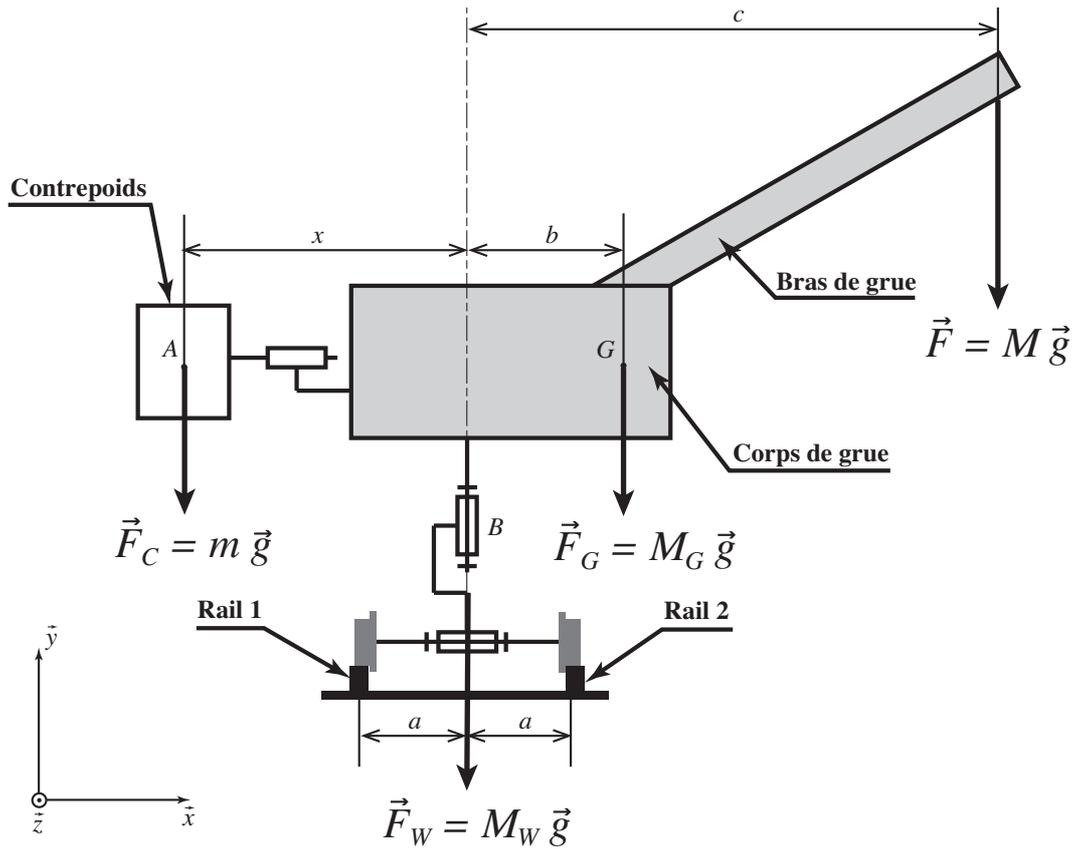


Figure 9 – Modélisation d’une grue sur rail avec son bras perpendiculaire à la voie ferrée

- (A) La position limite, $x_{lim,1}$, du contrepois pour laquelle la grue sous charge risque de basculer vers l’avant est :

$$x_{lim,1} = \frac{(c - a)M + (b - a)M_G - aM_W}{m}$$

- (B) En l’absence d’une charge M , la position limite, $x_{lim,2}$, du contrepois pour laquelle la grue risque de basculer vers l’arrière est :

$$x_{lim,2} = \frac{(a + b)M_G + aM_W}{m} + a$$

- (C) Sous charge, les réactions sur les roues ont pour expression :

$$\begin{cases} F_1 = \frac{g}{2a} [-cM - bM_G + aM_W + xm] \\ F_2 = \frac{g}{2a} [cM + bM_G + aM_W - xm] \end{cases}$$

- (D) La norme de l’effort axial dans la liaison pivot en B vaut :

$$F_a = (M_G + M + m)g$$

- (E) La norme du moment en B dans la liaison pivot suivant \vec{z} vaut :

$$M_z = (mx + bM_G + cM)g$$

Exercice 6

Un volant d'inertie **1** de rayon R en liaison pivot avec le bâti en O est freiné par un sabot **2** qu'un levier **3** vient appuyer sur le volant lorsqu'on exerce un effort \vec{F} au point C (**Figure 10**). Le volant tourne à une vitesse ω dans le sens indiqué sur la **Figure 10**. Le levier **3** actionné par l'effort \vec{F} est en

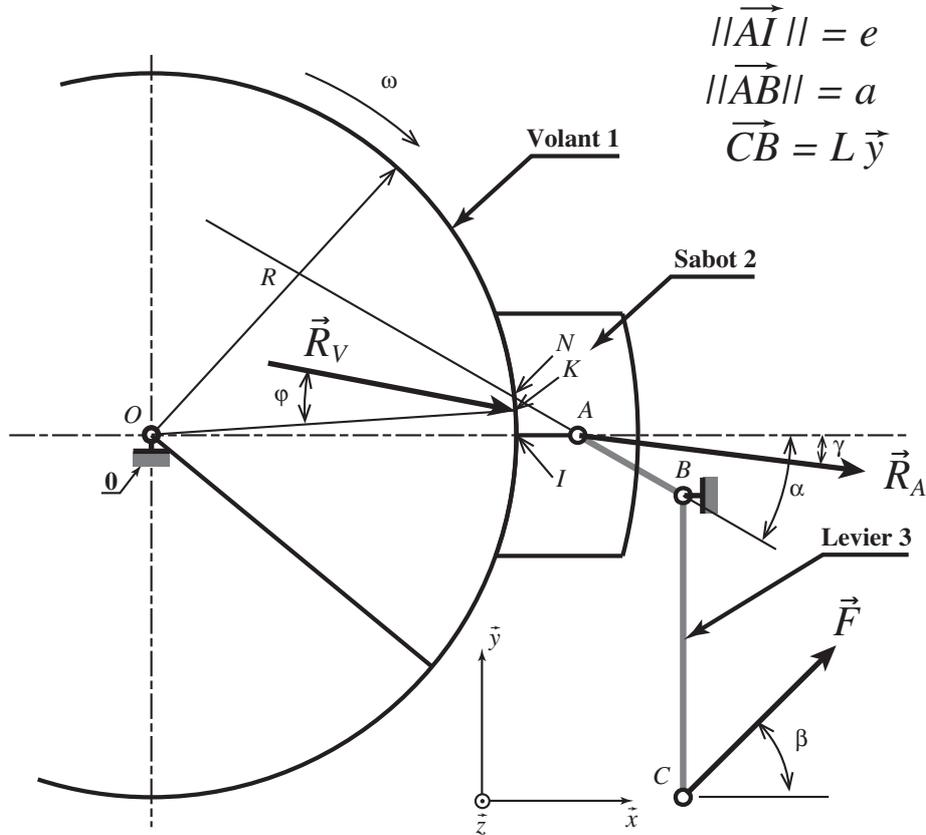


Figure 10 – Frein à sabot

liaison pivot avec le bâti **0** en B et en liaison pivot en A avec le sabot **2**.

L'action du volant sur le sabot se réduit en un glisseur \vec{R}_V s'appliquant en un point K et faisant un angle φ avec la droite (OK) . La position de K ainsi que la direction de ce glisseur sont quelconques sur la **Figure 10**. On note f le coefficient de frottement de glissement entre le sabot et le volant.

- (A) En phase de freinage, l'angle φ de la **Figure 10** est tel que : $f = \tan \varphi$
- (B) En phase de freinage, le point d'application K de \vec{R}_V est sur la droite (AB) , confondu avec le point N .
- (C) En phase de freinage, le point d'application K de \vec{R}_V est confondu avec le point I .
- (D) Le couple de freinage est égal au signe près à : $C_f = R \|\vec{R}_V\| \sin \varphi$
- (E) On note $\vec{R}_A = R_A \vec{u}$ avec $\vec{u} = \cos \gamma \vec{x} - \sin \gamma \vec{y}$, l'action du sabot **2** sur le levier **3** en A . On montre que :

$$R_A = \frac{FL \cos \beta}{a \sin(\alpha + \gamma)}$$

Exercice 7

- (A) Un matériau est homogène s'il présente les mêmes caractéristiques mécaniques dans toutes les directions.
- (B) La ductilité caractérise l'aptitude d'un matériau à se déformer plastiquement sans se rompre.
- (C) La résilience caractérise l'aptitude d'un matériau à absorber des chocs sans se rompre.
- (D) L'essai de fluage est un des principaux essais de dureté.
- (E) Le phénomène de fatigue caractérise la rupture d'un matériau sous des chargements cycliques pourtant à des niveaux très inférieurs aux limites usuelles de rupture.

Exercice 8

On s'intéresse à la poutre de longueur L , de section constante S et de moment quadratique en flexion I , modélisée sur la **Figure 11**. Celle-ci est encadrée à son extrémité A et soumise à une densité linéique d'effort $\vec{p} = -p \vec{y}$ sur toute sa longueur et à un glisseur $\vec{R} = R\vec{y}$ en B . Le matériau est supposé homogène, élastique et isotrope, de module d'Young E . On se place dans le cadre de la théorie d'Euler-Bernoulli. Classiquement, dans le cadre de la théorie des poutres, on prendra comme convention que le torseur de cohésion à l'abscisse x représente l'action mécanique intérieure exercée par la partie située en aval ($> x$) sur la partie amont située en ($< x$).

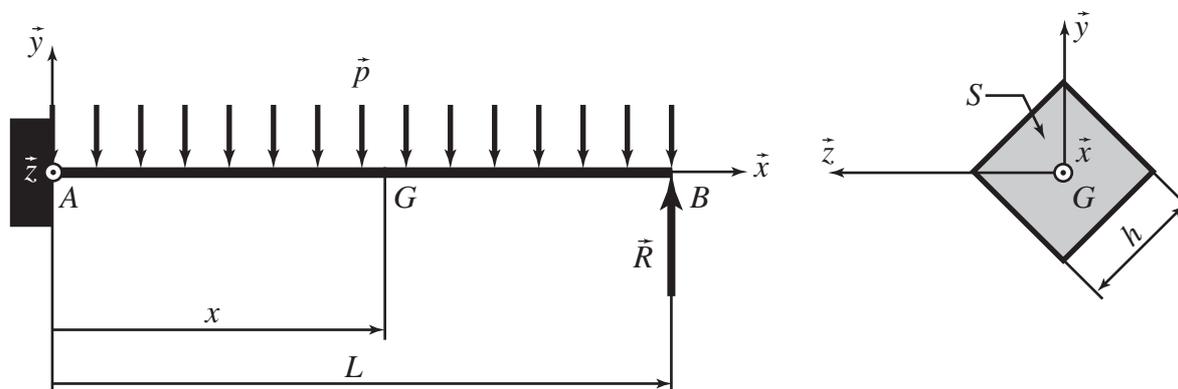


Figure 11 – Poutre console

- (A) La résultante de l'action mécanique exercée par le bâti sur la poutre en A est :

$$\vec{R}_O = (pL - R)\vec{y}$$

- (B) Le moment de l'action mécanique exercée par le bâti sur la poutre en A est :

$$\vec{M}_O = \left(p\frac{L}{2} - R\right)L\vec{z}$$

- (C) Le moment fléchissant selon \vec{z} dans la poutre pour $0 < x < L$ est :

$$M(x) = \left[R - \frac{1}{2}p(L - x)\right](L - x)$$

(D) L'effort tranchant selon \vec{y} dans la poutre pour $0 < x < L$ est :

$$T(x) = R - p(L - x)x$$

(E) La contrainte normale maximale due à la flexion dans une section droite où le moment fléchissant est $M(x)$ est telle que :

$$|\sigma_{\max}(x)| = \frac{|M(x)|h}{\sqrt{2}EI}$$

Exercice 9

On reprend l'exercice précédant et on s'intéresse maintenant aux déformations dues aux chargements extérieurs \vec{p} et \vec{R} .

(A) La flèche en B est nulle si $R = pL$.

(B) Le moment quadratique en flexion de la section S autour de (G, \vec{z}) est :

$$I = \frac{h^4}{6}$$

(C) Si on suppose dans un premier temps que $R = 0$, le déplacement dû à p du centre de la section à l'extrémité B est :

$$\vec{v}_p(L) = -\frac{pL^4}{16EI}\vec{y}$$

(D) Si on suppose maintenant que $p = 0$, le déplacement dû à R du centre de la section à l'extrémité B est :

$$\vec{v}_R(L) = \frac{RL^3}{3EI}\vec{y}$$

(E) Si les chargements $\vec{p} = -p\vec{y}$ et $\vec{R} = R\vec{y}$ étaient remplacés par des chargements $\vec{p}' = -\frac{p}{\sqrt{2}}(\vec{y} + \vec{z})$ et $\vec{R}' = \frac{p}{\sqrt{2}}(\vec{y} + \vec{z})$, la flèche au niveau de l'extrémité B serait inférieure.

Exercice 10

On reprend l'exercice 1, et notamment la **Figure 2**, et on s'intéresse cette fois aux montages de roulements.

(A) Les roulements **2** et **5** sont démontables (il est possible de séparer leurs bagues intérieure et extérieure).

(B) Les roulements **3** et **4** sont démontables (il est possible de séparer leurs bagues intérieure et extérieure).

(C) Les bagues intérieures des roulements **2** et **5** doivent être montées serrées sur l'arbre, ce qui est réalisé par le biais des emmanchements coniques et des écrous à encoches.

- (D) La durée de vie des roulements **2** et **5** peut être calculée en utilisant la formule $L = (C/P)^\alpha$ où L est la durée de vie nominale (en millions de tours), C la charge dynamique de base (en kN), P la charge dynamique radiale équivalente (en kN) et $\alpha = 3$ puisque le contact n'est pas rectiligne mais curviligne.
- (E) La durée de vie nominale L correspond à une fiabilité du roulement de 99%.

Exercice 11

La **Figure 12** présente un ensemble de spécifications portant sur un carter percé d'un alésage et un arbre cylindrique.

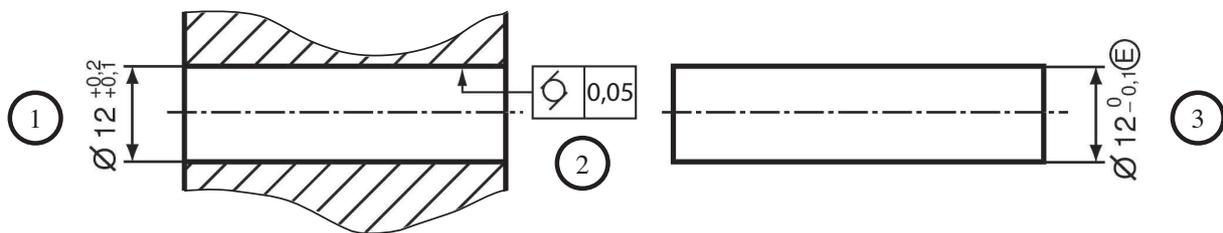


Figure 12 – Spécifications

- (A) La spécification ② est une spécification de forme.
- (B) Si on ajoutait un symbole E entouré dans la spécification ① et en retirant la spécification ②, on obtient les mêmes exigences géométriques.
- (C) On peut monter entre eux, sans forcer, n'importe quel carter avec n'importe quel arbre satisfaisant chacun les spécifications précédentes.
- (D) Si on enlève le symbole E entouré dans la spécification ③, on peut encore monter entre eux, sans forcer, n'importe quel carter avec n'importe quel arbre satisfaisant les spécifications.
- (E) Si on enlève la spécification ②, on peut encore monter entre eux, sans forcer, n'importe quel carter avec n'importe quel arbre satisfaisant les spécifications.

Exercice 12

La **Figure 13** montre le schéma de principe d'une meule à vibrations qui pour but l'obtention d'un excellent état de la surface inférieure de la pièce notée **P**. Pour cela, on a associé les actions d'un galet abrasif en rotation **1**, d'un bras vibrant **2-5** en translation alternative et d'un vérin **3-4** qui permet d'assurer l'effort presseur nécessaire. L'ensemble est actionné par un moteur à courant continu dont la puissance permet, via un système de transformation de mouvement non représenté ici, d'assurer le mouvement de rotation du galet et le mouvement de translation alternative du bras vibrant.

On donne les caractéristiques géométriques et cinématiques suivantes :

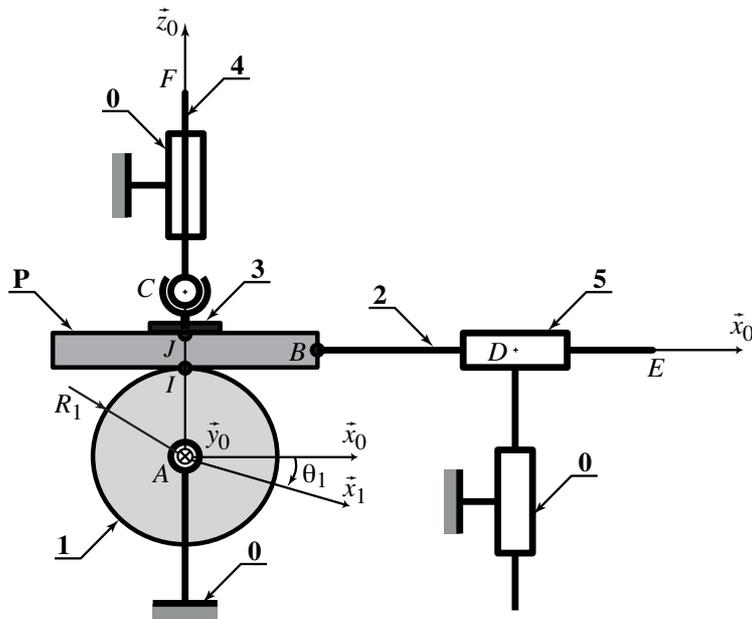


Figure 13 – Meule à vibrations

- Le carter est noté 0 .
 - Le galet 1 est lié au carter 0 par une liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_0) .
 - La pièce 5 est liée au carter 0 par une liaison glissière de direction \vec{z}_0 .
 - Le bras vibrant 2 est liée à la pièce 5 par une liaison glissière de direction \vec{x}_0 .
 - Le bras vibrant 2 et la pièce à meuler P sont en liaison complète.
 - Le contact entre le galet 1 et la pièce P est modélisé par une liaison cylindre-plan de ligne (I, \vec{y}_0) et de normale \vec{z}_0 .
 - Le vérin 4 est lié au carter 0 par une liaison pivot glissant d'axe (C, \vec{z}_0) .
 - Le patin d'appui schématisé par la pièce 3 est lié au vérin 4 par une liaison rotule de centre C .
 - Enfin, le contact entre le patin 3 et la pièce P est modélisé par une liaison appui-plan de normale \vec{z}_0 .
- (A) En considérant que le modèle est spatial, le schéma cinématique proposé sur la **Figure 13** présente un degré de mobilité de 1.
- (B) En considérant que le modèle est spatial, le schéma cinématique proposé sur la **Figure 13** est isostatique.
- (C) En considérant que le modèle est spatial et remplaçant la liaison glissière entre 5 et 0 par une liaison complète, le schéma cinématique proposé sur la **Figure 13** serait hyperstatique d'ordre 2.
- (D) La liaison équivalente entre P et 4 est un liaison sphère-plan de normale (C, \vec{z}_0) .
- (E) La liaison équivalente entre 2 et 0 est une liaison rotule à doigt de centre D est de direction \vec{y}_0 .